

静剛性が正の自動調整静圧軸受の動特性に及ぼす安定化要素の影響 (周波数応答とインディシャル応答)

大住 剛, 森 美郎*, 池内 健*

1. はしがき

静圧軸受で支持された軸は回転精度が高く、工作機械の主軸に用いると、軸受剛性のほぼ等しい転がり軸受を用いる場合より加工精度と加工効率が高く、振動が生じ難いことが良く知られている。これは油潤滑膜の持つ高いエネルギー吸収能力による。従って、固定絞りを使った静圧軸受は非常に安定な軸受として多く使用されているが、静剛性が有限であるため、できるだけこれを大きくすることが望まれる。そこで考案された自動調整静圧軸受は静剛性を無限大にまで大きくできる。また、この軸受は静剛性を正、および負にも容易に変化できる。しかし、静的に高性能であっても、変動荷重が加わった時には、固定絞りの軸受よりも大きな振動を生じたり、場合によっては軸受系が不安定となる。

静圧気体軸受では、この種の不安定を防止するために安定化要素を接続することにより動特性の改善が計られることが知られている。¹⁾ そこで、この自動調整静圧油軸受についても静剛性が無限大および負の場合に対して、周波数応答およびインディシャル応答におよぼす安定化要素の影響について調べた。^{2), 3)}

固定絞りの軸受を使用すれば構造は簡単であるが静剛性に限界がある。一方、可変絞りをを用いて、静剛性を無限大にすれば、軸の回転精度などの動特性が悪くなる傾向がある。従って、この軸受を使って静剛性が固定絞りの場合よりも高くして有限値を保つ軸受にすれば、広い作動条件で優れた性能を発揮すると思われる。さらにこの軸受に安定化要素を用いることにより、可変絞りの欠点、すなわち減衰特性が悪く、振動エネルギー吸収量が少い点を補うことができると推定される。

そこで本報では、静剛性が常に正である固定絞りの静圧軸受の動特性⁴⁾と比較しながら、より高い正の静剛性を実現できる場合の自動調整静圧軸受にも毛細管絞りと空気室からなる安定化要素を接続した場合の影響について述べることにする。

2. 理論解析

2.1 軸受系の伝達関数

図1は本実験に使用した軸受系とその寸法を示す。油圧源から供給される圧油(圧力 p_s)は円板弁のすきま(h')を通して試験用軸受ポケット(圧力 p_0)に流入し軸受すきま(h)を通して軸受外に流出する。そして、軸受は軸(負荷 w)を支持する。軸受ポケットには毛細管絞り(半径 r_p 、長さ l)と空気室(圧縮率 γ_x)からなる安定化要素を接続する。また、円板弁と軸受すきま間の残留空気の除去は容易でないため、この影響を無視できるようにポケットに空気室を接続して圧縮性を与える。諸係数および式の誘導の詳細は文献(2),(3),(5)に述べるので基礎式の結果のみを表1に示す。この基

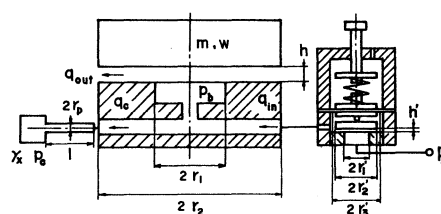


図1 軸受系の概略図

* 京都大学工学部

礎式をもとに基準設定値からの微小変化を考える。すなわち, $q = q_0 + \Delta q$, $h = h_0 + \Delta h$, $h' = h'_0 + \Delta h'$, $p_b = p_{b0} + \Delta p_b$, $w = w_0 + \Delta w$ を表中の式 (1) ~ (7) に代入して線形化する。そして各係数を無次元量の定義に従って無次元化し, $S = d/dT = t_0 S$ としてラプラス変換をおこない ΔW を入力, ΔH を出力と考えた伝達関数として整理すると

$$G(S) = \overline{\Delta H} / \overline{\Delta W} = -(B_0 S^4 + B_1 S^3 + B_2 S^2 + B_3 S + B_4) / (A_0 S^6 + A_1 S^5 + A_2 S^4 + A_3 S^3 + A_4 S^2 + A_5 S + A_6) \quad (8)$$

Eq.No.	Fundamental Equations
1	$m d^2 h / dt^2 + \lambda dh / dt - q_b p_b = -w$
2	$q_{in} = \pi h^3 (p_b - p_c) / 6 \mu \ln(r_2 / r_1) = c_b h^3 (p_b - p_c)$
3	$q_{out} = \pi h^3 p_b / 6 \mu \ln(r_2 / r_1) = c_b h^3 p_b$
4	$q_c = \pi r_b^4 (p_b - p_c) / 8 \mu l = c_r (p_b - p_c)$
5	$q_c = \gamma_s dp_c / dt$
6	$q_{in} - q_{out} - q_c = q_b dh / dt + \gamma dp_b / dt + a_b^2 dh' / dt$
7	$m d^2 h' / dt^2 + \lambda' dh' / dt - k h' - a_b^2 p_b - a_b^2 p_c = 0$
$a_b^2 = \pi r_b^2 - a_b^2$; λ, λ' : viscosity damping coefficients of bearing clearance and disk valve clearance	

表1 基礎方程式

が得られる。ここで分母, 分子の係数は無次元量を使って表2のよ

うに表わされる。
軸の静剛性は $-|\overline{\Delta W} / \overline{\Delta H}|_{static} = -\Delta W_0 / \Delta H_0 = A_6 / B_4 = 3K / (\beta K - 3)$ となり, $K=1.0$ とすると軸受の静剛性は3.0となり固定絞りの場合の4倍にまで高められている。ただし, $\beta = 4.0$ とする。

また, 諸式の誘導に当って次の5つの仮定をおこなった。

1) 軸受, 円板のすきまは一樣で, 軸と円板は荷重の方向に平行に動く。

2) 軸受, 円板弁のすきま部では, 油は粘性流であり, 配管中および軸受ポケット部においては圧力降下はない。

3) 軸受と円板弁のすきま部および配管中での油の圧縮性は無視できる。

4) 油の慣性力は無視できる。

5) 荷重の変動に対する各係数の変化量は基準設定値に比べて小さい。

2.2 エネルギー吸収率

軸受の動特性の評価関数としてエネルギー吸収率を定義^{2), 3)} した。その結果を述べる。

2.2.1 周波数応答におけるエネルギー吸収率²⁾ 単位時間当りの吸収エネルギー e_d (エネルギー吸収率) は, 後述の記号を使用すると $e_d = \Delta w_0 \Delta h_0 \omega \sin \phi / 2$ となる。また, 無次元エネルギー吸収率 E_d と e_d の間には

$$E_d = e_d a_b p_s t_b / \{h_0 (\Delta w_0)^2\} = (\Delta H_0 / \Delta W_0) Q \sin \phi / 2$$

の関係がある。ここで $\sin \phi = \text{Imag}\{G(j\Omega) / |G(j\Omega)|\}$ を代入すると, $E_d = \text{Imag}\{G(j\Omega)\}$ より E_d が計算できる。

2.2.2 インディシャル応答に対するエネルギー吸収率³⁾ 単位負荷が単位負荷変化を受けた時の単位時間当りのエネルギー吸収量としてエネルギー吸収率 e_d を定義すると, $e_d = -(w / \Delta w) d(\Delta h / \Delta w) / dt$ となり, 無次元エネルギー吸収率 E_d との間に $E_d = -(W / \Delta W) d(\Delta H / \Delta W) / dT = (a_b^2 p_s / q_0) e_d$ の関係がある。

また, 安定化要素自身のエネルギー吸収率 e_{da} , 絞りのエネルギー散逸率 e_{db} , 空気室のエネルギー吸収率 e_{dc} は次のように定義される。

A_0	$\tau^2 M \Gamma \Gamma$
A_1	$\tau^2 M \Gamma a + (\tau^2 M M a + \Gamma(\tau \Lambda M + \tau^2 M \Lambda) + \beta \tau^2 M M) \Gamma$
A_2	$\{\beta \tau^2 M M + \Gamma(\tau \Lambda M + \tau^2 M \Lambda) a + \tau \Lambda M + \tau^2 M \Lambda a + (\tau^2 M \Lambda + \tau \Lambda M) \beta + (\tau^2 M + \tau M) \Gamma(K M + \tau \Lambda \Lambda)\} \Gamma$
A_3	$\{(\tau^2 M \Lambda + \tau \Lambda M) \beta + \Gamma(K M + \tau \Lambda \Lambda) + (\tau^2 M + \tau M) a + \{(K M + \tau \Lambda \Lambda) a + 3 \tau^2 M + (\beta K - 3) M + \tau \Lambda + (K \Gamma + \tau) \Lambda + \beta \tau \Lambda \Lambda\} \Gamma$
A_4	$\{3 \tau^2 M + (\beta K - 3) M + \tau \Lambda + (K \Gamma + \tau) \Lambda + \beta \tau \Lambda \Lambda\} a + \{3 \tau \Lambda + (\beta K - 3) \Lambda + a K \Lambda + K\} \Gamma$
A_5	$\{3 \tau \Lambda + (\beta K - 3) \Lambda + K\} a + 3 K \Gamma$
A_6	$3 K a$
B_0	$\tau^2 M \Gamma \Gamma$
B_1	$\tau^2 M \Gamma a + (\tau^2 M a + (\beta \tau^2 M + \tau \Lambda \Gamma)) \Gamma$
B_2	$(\beta \tau^2 M + \tau \Lambda \Gamma) a + (\tau \Lambda a + \tau \beta \tau \Lambda + K \Gamma) \Gamma$
B_3	$(\tau + \beta \tau \Lambda + K \Gamma) a + (K a + \beta K - 3) \Gamma$
B_4	$(\beta K - 3) a$

表2 伝達関数の係数

$$e_{da} = (\Delta q_c / \Delta w) (p_{b0} + \Delta p_b) / \Delta w, \quad e_{db} = (\Delta q_c / \Delta w) (\Delta p_b - \Delta p_c) / \Delta w$$

$$e_{dc} = (\Delta q_c / \Delta w) (p_{b0} + \Delta p_b) / \Delta w$$

従って、無次元量との間にそれぞれ次の関係が成立する。

$$E_{da} = (a_s^2 p_s / q_0) e_{da}, \quad E_{db} = (a_s^2 p_s / q_0) e_{db}, \quad E_{dc} = (a_s^2 p_s / q_0) e_{dc}$$

3. 数値計算結果とその考察

本章では、ポケット内圧縮率 Γ 、安定化要素絞りの流量係数 α 、安定化要素の空気室の圧縮率 Γ_x を変化させた場合の周波数応答およびインデイシャル応答について述べる。

3. 1 周波数応答

3. 1. 1 Γ の影響 図2は周波数応答およびエネルギー吸収率に与える Γ の影響であるが図2(a)は $\Delta H_0 / \Delta W_0$ を示す。 $\Gamma = 0.0$ では周波数の増加につれて、 $\Delta H_0 / \Delta W_0$ は次第に減少し $(\Delta H_0 / \Delta W_0)_{\max}$ は存在しない。 Γ が増加するにつれて $(\Delta H_0 / \Delta W_0)_{\max}$ が存在し、その値は急激に大きくなる。また、 $(\Delta H_0 / \Delta W_0)_{\max}$ を与える Ω は Γ の増加につれて減少する。全体の傾向は固定絞りの場合⁴⁾と同じであるが $(\Delta H_0 / \Delta W_0)_{\max}$ が大きく、 Ω の変化に対する $(\Delta H_0 / \Delta W_0)$ 値の変化割合も大きい。

図2(b)は ψ と Ω の関係を示すが、全体の傾向は固定絞りの場合⁴⁾と同じで Ω の増加につれて、 180° 以上になった後 90° に急減し、 90° ではほぼ一定値を保った後 Ω が 4×10^2 以上となると急減する。しかし、 $\Gamma = 0.0$ の場合は 180° から 90° への減少率は非常に小さい。

図2(c)は E_d を示す。 $\Delta H_0 / \Delta W_0$ および ψ の傾向は固定絞りの場合⁴⁾と同じであるため、 E_d の傾向も同じである。 $\Gamma = 0.0$ の場合は ψ の 180° から 90° の減少率が極端に小さい影響により $\Omega \approx 10 \sim 4 \times 10^2$ 間の E_d は Ω の増加に対し緩慢な増加関数であるが、それ以上となると、 $E_d \approx 0.7$ となり $\Gamma = 0.0$ の場合と同じ値となり固定絞りの場合の $E_d = 0.5$ に比べて大きい。

Γ が大き過ぎると(例えば図2(c)で $\Gamma = 4.0$ 以上) E_d は低周波数まで $E_d > 0$ とでき、吸収能力の周波数領域が広がるが低周波数での $E_d < 0$ の絶対値も大きく、かつ $\Delta H_0 / \Delta W_0$ も大きくなるので、わずかの Γ を与え、大きくても $\Gamma = 2.0$ 程度で使用した方が有効である。

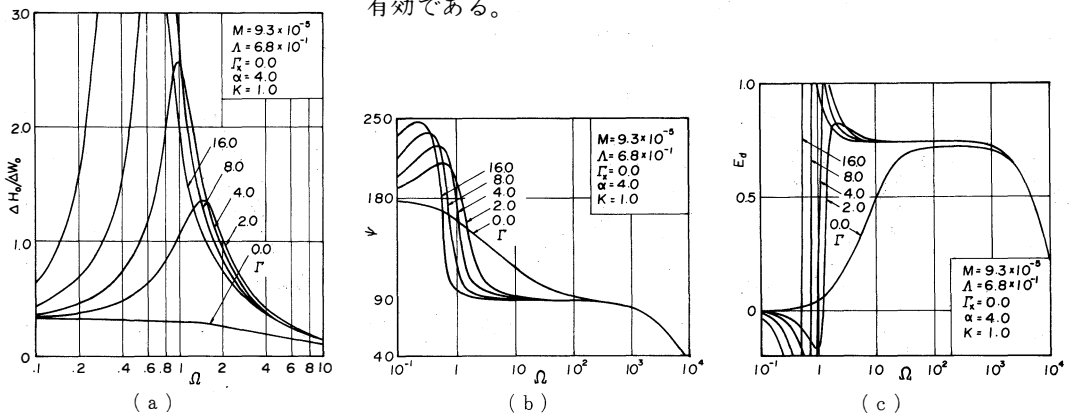


図2 $\Delta H_0 / \Delta W_0$, ψ , E_d に及ぼす Γ の影響

3. 1. 2 α の影響 図3は α の影響を示すが、 $\Delta H_0 / \Delta W_0$ を示す図3(a)では α の増加により $(\Delta H_0 / \Delta W_0)_{\max}$ が増加して行くが、それを与える Ω はほとんど変化しない。

図3(b)は ψ を示す。 180° から 90° へ急変する Ω は α によってほとんど影響を受けない。

図3 (a), (b)で説明したように, $(\Delta H_0/\Delta W_0)_{\max}$ および 180° から 90° へ変化する Ω は α によってほとんど影響されないで, 図3 (c)によると, $E_d > 0$ の周波数領域を広げることにはできない。しかし, α が小さいと (例えば $\alpha = 1.0$ の曲線), E_d は $\Gamma = 0.0$ の場合と同じ傾向となるので, 図3 (c)の $\alpha = 4.0$ の曲線となる程度の α を選んだ方が $\Omega \approx 0.8 \sim 8$ の E_d を大きくできて良い。

図2 (c) および図3 (c) でみられるように, 安定化要素の存在はエネルギー吸収の点では, 静剛性が正の場合も有効であることがわかる。

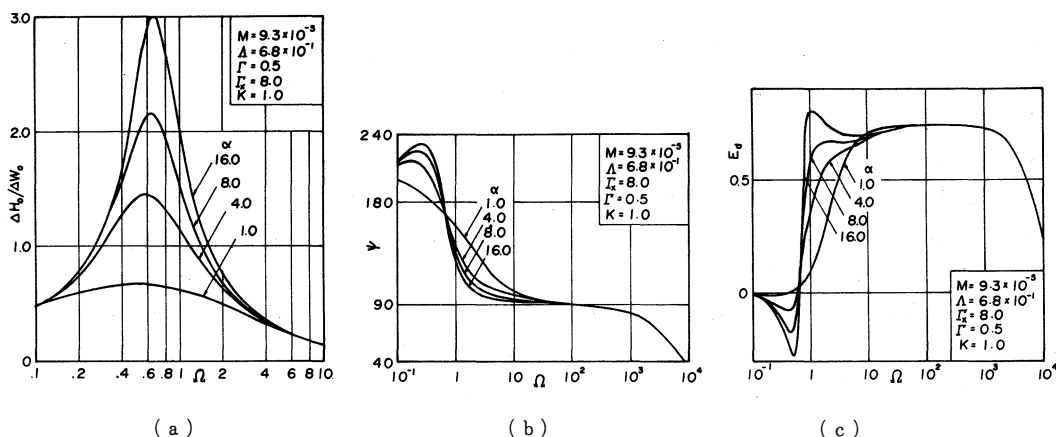


図3 $\Delta H_0/\Delta W_0$, ϕ , E_d に及ぼす α の影響

3. 1. 3 Γ_x の影響 図4 (a) は $\Delta H_0/\Delta W_0$ の周波数特性を示すが, Γ_x の増加により $(\Delta H_0/\Delta W_0)_{\max}$ が大きくなり, それを与える Ω が減少する。しかし, Γ の増加の場合と比べて, $(\Delta H_0/\Delta W_0)_{\max}$ を与える Ω が減少する性質は同じであるが, $(\Delta H_0/\Delta W_0)_{\max}$ はそれほど大きくならず, Γ の増加の影響とは異なることがわかる。

図4 (b) は ϕ と Ω の関係を表わすが, Ω の増加につれて 180° から急激に 90° に減少しさらに Ω の増加により減少を続ける性質は Γ の影響 (図2 (b) 参照) と同じであり固定絞りの Γ の影響⁴⁾ とも類似である。しかし, 180° から 90° への急減の程度は図2 (b) に比べてややゆるやかである。

図4 (c) は E_d を表わす。 $\Delta H_0/\Delta W_0$ が大きくて, ϕ が 90° に近いほど E_d は大きくなることは E_d の定義の示す通りであり,

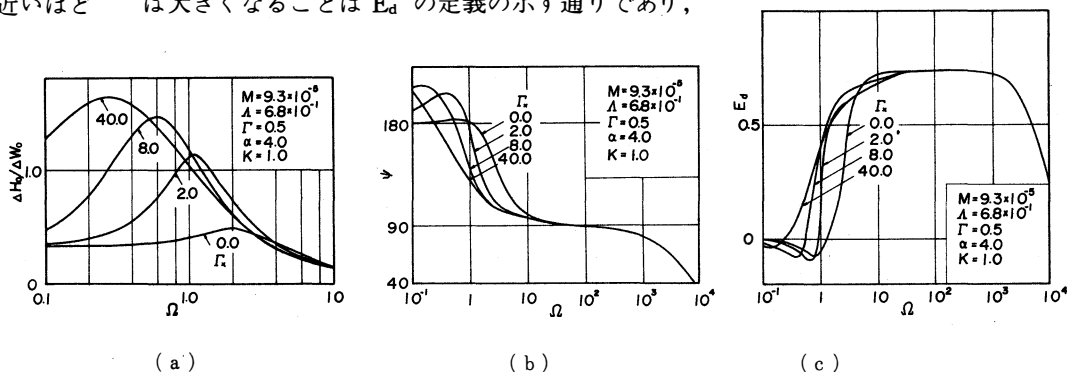


図4 $\Delta H_0/\Delta W_0$, ϕ , E_d に及ぼす Γ_x の影響

従って全体の性質は図2 (c) と類似であるが, 図4 (b) で述べたように 180° から 90° への変化は余り大きくないため, E_d を正とする範囲が低周波領域にまで広がっており, Γ , α の影響の場合

と著しく異なり、安定化要素の接続によりエネルギー吸収率が大きくなるので、振動荷重下での回転精度が高くなることが予測される。

3.2 インディシャル応答

3.2.1 α の影響 図5(a)

は α の影響を示すインディシャル応答で α の増加により最初の極値と第2の極値の振幅 $(\Delta H/\Delta W)_{p-p}$ が大きくなり、 α が小さい方がよい。しかし、図5(b)

に示すように、 $\alpha = 0.0$ の場合には衝撃直後の E_d は小さく、正である時間も $\alpha \neq 0.0$ に比べて短かいので、安定化要素の接続の意味がある。

3.2.2 Γ_x の影響 図6(a)

は Γ_x を変化させた場合の $\Delta H/\Delta W$ のインディシャル応答である。 Γ_x の増加につれて $\Delta H/\Delta W$ のピーク値は大きくなるが、振動性がなくなる。 $\Gamma = 0.0$ の場合は $\Gamma_x \neq 0.0$ に比べて $\Delta H/\Delta W$ のピーク値は極端に小さく、 $\Delta H/\Delta W$ のみを考える限り、安定化要素の有効性は認め難い。

図6(b)に E_d を示すが、 $\Gamma_x = 0.0$ の場合に比べて荷重変動直後の E_d が非常に大きく、また $E_d > 0$ の時間も長く、エネルギー吸収の点では安定化要素の接続は有効である。

そこで E_{da} を調べてみると、図6(c)に示すように荷重変動直後の E_{da} は非常に大きく、 E_d との時間おくれも大きく $E_{da} > 0$ の時間が非常に長いことから、一時的にエネルギーの吸収が起っていることが良くわかる。

図6(e)の E_{dc} は E_{da} とほとんど同じ形をしており E_{da} の大部分が E_{dc} に吸収されることがわかる。

これに対して、図6(d)の毛細管絞りでの E_{db} はわずかであり、空気室からの逆流による散逸は特に小さい。

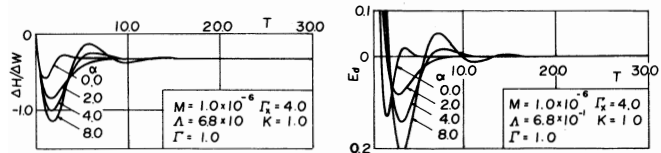
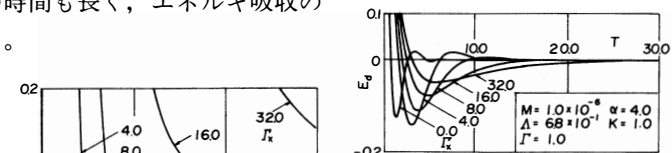


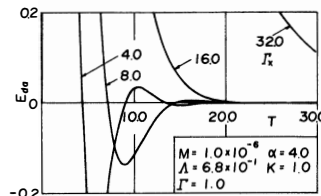
図5 $\Delta H/\Delta W$, E_d に及ぼす α の影響



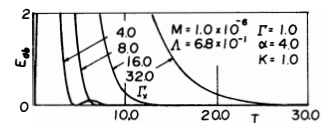
(a)



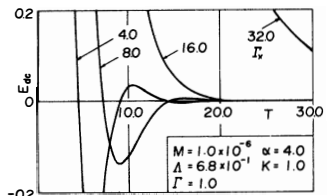
(b)



(c)



(d)



(e)

図6 $\Delta H/\Delta W$, E_d , E_{da} , E_{db} , E_{dc} に及ぼす Γ_x の影響

4. 実験装置とその方法

図7は計算結果を検討するためにおこなった実験装置の概略である。油圧源から供給された圧油は円板弁で絞られて、試験用軸受に流入し軸を浮上させる。

軸は静圧気体軸受で支持され、荷重の変動方向に平行に動き、摺動による摩擦が無視できるようにした。

発振器から正弦波または矩形波を電力増幅して、軸に接続した電磁石に加えて荷重変動を与え、その変動をロードセルにより検出した。

容量形変位形または差動トランスにより、軸変位を測定した。

5. 実験結果とその検討

本節では安定化要素の空気室の空気量を変え、圧縮率 γ_x を変化させた場合の軸受の周波数応答およびインディシャル応答について述べることにする。

表3は周波数応答とインディシャル応答の実験条件を示す。表中、静剛性が $26.0\text{N}/\mu\text{m}$ のものは周波数応答の場合の実験条件であり、 $16.0\text{N}/\mu\text{m}$ の場合はインディシャル応答の時の実験条件を示している。

図8は周波数応答の実験と計算の結果を示すが、図8(a)では γ_x が大きいほど Δh_0 は低周波で最大値をとり、その値は大きい。実験値は定性的には理論値とよく一致しているが、最大値は理論値よりやや小さい。

図8(b)は ψ を示しているが、 γ_x が大きい場合には ψ は 180° より大きくなる。そして、 180° から 90° への減少は低い周波数で起る。1.0~3.0 Hz では、実験値が理論値より大きい。これより周波数 f が小さい時には、実験値は理論値とよく一致している。このように位相の実験値と計算値の差の大きいのは入力荷重変動と出力変位の波形の比較から位相の測定をおこなっているため、時間軸の読み取り誤差が大きいことによると思われる。

図8(c)は e_d を示すが、図中の実験値は e_d の定義式に図8(a), (b)の測定値を代入して求めた。 γ_x の増加につれて e_d の負を与える周波数は低周波領域に移り、振動吸収能力の周波数域が広がる。実験値は理論値の傾向を良く示しているが、実験値が計算値より小さくなるのは主として位相の実験値と理論値の差によるものである。

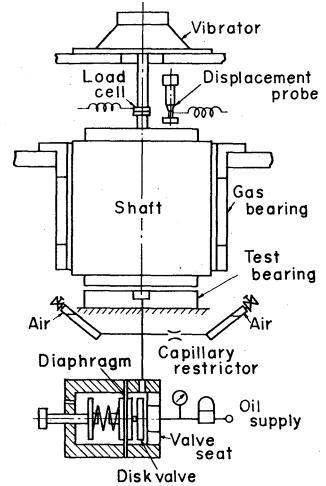


図7 実験装置の概略

Symbol	Static stiffness $\text{N}/\mu\text{m}$	fig. 8	fig. 9	Symbol	Static stiffness $\text{N}/\mu\text{m}$	fig. 8	fig. 9
a_0 cm^2	10.8	10.8	10.8	p_{00} MPa	0.318	0.318	0.318
a_0 cm^2	1.26	1.26	1.26	q_0 cm^2/s	0.19	0.03	0.03
πr_s^2 cm^2	4.15	4.15	4.15	t_b s	0.188	1.6	1.6
h_0 μm	33	43	43	t'_0 s	0.036	0.0304	0.0304
h'_0 μm	23	30	30	ΔW N	196	9.8	9.8
k N/cm	150×10^3	194×10^3	194×10^3	λ Ns/cm	26×10^6	173×10^5	173×10^5
m kg	3502	3502	3502	λ' Ns/cm	0.56×10^3	3.66×10^2	3.66×10^2
m' kg	0.05	0.05	0.05	μ Pa	0.014	0.199	0.199
p_0 MPa	0.636	0.636	0.636	C_f cm^2/Ns	0.013	0.008	0.008

表3 実験条件

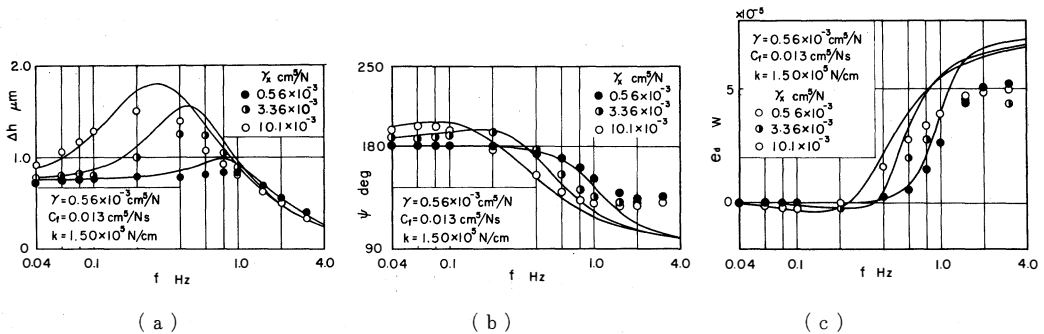


図8 Δh_0 , ψ , e_d に及ぼす γ_x の影響

図9は γ_x を変化させた場合の理論値と実験値の対応を示す。 γ_x の増加により、 Δh の最初の極値は増加するが、振動性がなくなることは図6(a)で述べたが、本実験では γ_x の値が十分大きくなかったため、振動性の抑制が顕著に表われる図は得られなかった。しかし全体として実験値と計算

値は良く対応している。

6. あとがき

実験値と計算値の良い対応を見たので、数値計算によって得られた結果をまとめて述べる。

(1) 自動調整静圧軸受に2.0 程度の Γ を与えることによりエネルギー吸収率が改善できる。

(2) 安定化要素のない自動調整静圧軸受は $\Gamma=0.0$ では固定絞りの軸受より動特性はすぐれている。

(3) 静剛性が正の自動調整静圧軸受に安定化要素を接続することにより Γ の大きな振動性のある軸受の動特性を改善できる。

(4) 静剛性が正の自動調整静圧軸受に安定化要素を接続することによりエネルギー吸収率を低周波領域まで正に広げることができる。

(5) 静剛性が正の自動調整静圧軸受に安定化要素を接続することにより短時間における衝撃エネルギーの吸収量と吸収時間を大きくできる。

最後に、本研究をおこなう機会を与えて下さった富山大学工学部、中川孝之教授に深く感謝します。

また、実験に御協力下さった当時、本学学生だった松倉泉、鷲北健二、茶谷渉の諸氏に深く感謝します。

尚、本報は昭和57年6月18日、機械学会北陸信越支部地方講演会(福井)発表の一部に加筆したものである。

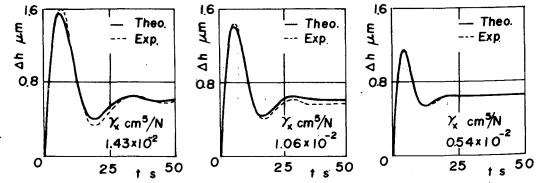


図9 Δh に及ぼす γ_x の影響

記号

有次元量

a_b	: 有効軸受面積, $\pi(r_2^2 - r_1^2)/(2\ell n(r_2/r_1))^{5)}$
h	: 軸受すきま
m	: 軸の質量
p_s	: 供給圧力
p_b	: 軸受ポケット内圧力
q_{in}	: 軸受流入流量
q_{out}	: 軸受流出流量
q_c	: 安定化要素空気室への流入流量
w	: 軸荷重
λ	: 軸受すきま部の油膜の粘性減衰係数 $1.5\pi\mu(r_2^2 - r_1^2)\{r_2^2 + r_1^2 - (r_2^2 - r_1^2)/\ell n(r_2/r_1)\}/h_0^3)^{5)}$
γ	: 円板弁と軸受すきま間の空气の圧縮率
t_b	: 軸受の時定数 $a_b h_0/q_0$
μ	: 油の粘度
a_b	: 円板弁の有効受圧面積 $\pi(r_2^2 - r_1^2)/(2\ell n(r_2/r_1))$

h'	: 円板弁すきま
k	: 円板弁支持部のバネ定数
m'	: 円板弁可動部の質量
t_b'	: 円板弁の時定数, $(\pi r_3^2 - a_b') h_0'/q_0)^{5)}$
λ'	: 円板弁すきま部の油膜の粘性減衰係数 $1.5\pi\mu(r_2'^2 - r_1'^2)\{r_2'^2 + r_1'^2 - (r_2'^2 - r_1'^2)/\ell n(r_2'/r_1')\}/h_0'^3)^{5)}$
r_1	: 軸受ポケット半径
r_2	: 軸受外周半径
r_1'	: 円板弁弁座内径/2
r_2'	: 円板弁弁座外径/2
r_3	: 板バネ有効半径
γ_x	: 安定化要素の空気室の空气の圧縮率
C_{db}	: 軸受すきま部の流量係数 $\pi/\{6\mu\ell n(r_2/r_1)\}^{5)}$
C_b'	: 円板弁すきま部の流量係数 $\pi/\{6\mu\ell n(r_2'/r_1')\}^{5)}$
C_f	: 安定化要素絞りの流量係数

Δh : 軸受すきまの変化	ΔH : $\Delta h/h_0$
Δw : 軸荷重の変化	ΔP_b : $\Delta p_b/p_s$
Δh_0 : 軸受すきまの変化振幅	ΔW : $\Delta w/(a_b p_s)$
Δw_0 : 軸荷重の変化振幅	Λ : $\lambda q_0/(a_b^2 p_s)$
e_d : エネルギー吸収率	Γ : $\gamma p_s/(a_b h_0)$
e_{da} : 安定化要素のエネルギー吸収率	Γ_x : $\gamma_x p_s/(a_b h_0)$
e_{db} : 安定化要素絞りのエネルギー散逸率	M' : $m' q_0^2/(\{\pi r_3'^2 - a_b'\}^3 p_s h_0')$
e_{dc} : 安定化要素空気室のエネルギー吸収率	Λ' : $\lambda' q_0/(\{\pi r_3'^2 - a_b'\}^2 p_s)$
$\Delta h'$: 円板弁すきまの変化	$\Delta H'$: $\Delta h'/h_0'$
s : ラプラス演算子	α : $C_r p_s/q_0$
$\overline{\Delta h}$: Δh のラプラス変換	τ : t_b'/t_b
$\overline{\Delta w}$: Δw のラプラス変換	T : t/t_b
q_0 : 基準状態の流量	β : $1/\{P_{b0}(1 - P_{b0})\}$
h_0 : 基準状態の軸受すきま	S : $d/dT = t_b s$
p_{b0} : 基準状態のポケット内圧力	$\overline{\Delta H}$: ΔH のラプラス変換
無次元量	$\overline{\Delta W}$: ΔW のラプラス変換
M : $m q_0^2/(a_b^3 p_s h_0)$	K : $kh_0'/(\{\pi r_3'^2 - a_b'\} p_s)$
P_b : p_b/p_s	

参考文献

- 1) 森美郎, 森 淳暢: 日本機械学会論文集, 32, 244 (1966) 1877.
- 2) 大住 剛, 森 美郎, 池内 健, 梶谷克人: 潤滑, 29, 2 (1984)
- 3) 大住 剛, 森 美郎, 池内 健 : 潤滑, 30, 3 (1985)
- 4) 大住 剛, 森 美郎, 池内 健 : 潤滑, 28, 10 (1982) 739
- 5) 森 美郎, 池内 健, 高田秀希: 潤滑, 20, 9 (1974) 651

Effects of Stabilizer on Dynamic Characteristics of Self-Controlled Externally Pressurized Bearing with Positive Static Stiffness

(Frequency and Indicial Responses)

Tsuyoshi OHSUMI, Haruo MORI, Ken IKEUCHI

In a self-controlled externally pressurized thrust bearing with positive static stiffness attaching a stabilizer which consists of capillary restrictor and air chamber, its effects were investigated on frequency and indicial responses and compared with those of an externally pressurized bearing with a fixed restrictor.

As the result, it was proved that this bearing could be made superior to the bearing with a fixed restrictor in static and dynamic characteristics.

〔英文和訳〕

静剛性が正の自動調整静圧軸受の動特性に及ぼす安定化要素の影響
(周波数応答とインディシャル応答)

大住 剛, 森 美郎, 池内 健

毛細管絞りと空気室からなる安定化要素を接続した静剛性が正の自動調整静圧スラスト軸受において、固定絞り静圧軸受と比較しながら周波数応答およびインディシャル応答に及ぼす影響を調べた。

その結果、静特性および動特性において、固定絞り軸受より優れたものにすることができたことがわかった。

(1984年10月31日受理)